

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2002-070730  
 (43)Date of publication of application : 08.03.2002

(51)Int.CI. F04B 27/14  
 F04B 49/00

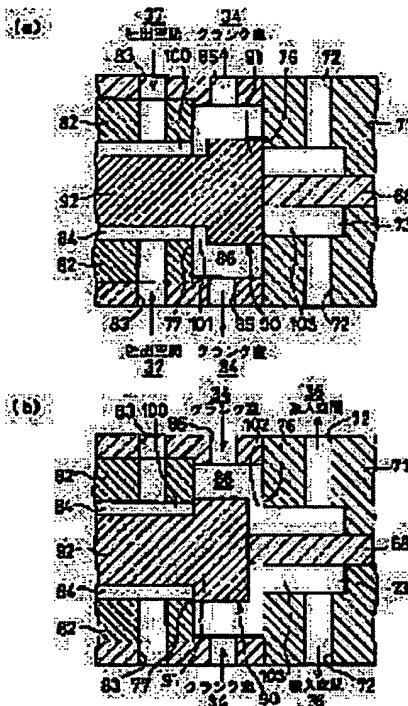
(21)Application number : 2000-254801 (71)Applicant : ZEXEL VALEO CLIMATE  
 CONTROL CORP  
 (22)Date of filing : 25.08.2000 (72)Inventor : HAYASHI SAKAE  
 IIJIMA KENJI

## (54) PRESSURE CONTROLLER FOR VARIABLE DISPLACEMENT COMPRESSOR

### (57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To linearize the change of a crank chamber pressure corresponding to the change of a supplied control signal in a pressure controller for a variable displacement compressor.

**SOLUTION:** A pressure controlling valve comprises a low pressure chamber 73 communicating with a suction space 36 via a low pressure side connecting hole 72, a high pressure chamber 84 communicating with a discharge space 37 via a high pressure side connecting hole 83, a pressure adjustment chamber 86 communicating with a crank chamber 34 via a crank chamber connecting hole 85, and a valve element 90 for simultaneously opening and closing the passage between the pressure adjustment chamber 86 and the low pressure chamber 73, and the passage between the pressure adjustment chamber 86 and the high pressure chamber 84, according to the controlling signal from outside. The relation among the minimum sectional area S1 of the passage running from the high pressure side connecting hole 83 to the crank chamber connecting hole 85 and the minimum sectional area S2 of the passage running from the crank chamber connecting hole 85 to the low pressure side connecting hole 72 are set, and the ratio R of S1 to S2 is determined to satisfy an inequality of  $0.1 \text{ mm}^2 \leq S1 \leq 1.0 \text{ mm}^2$ ,  $0.3 \text{ mm}^2 \leq S2 \leq 2.0 \text{ mm}^2$ ,  $0.1 \leq S1/S2 \leq 0.7$ .



[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19)日本国特許庁 (JP)

## (12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2002-70730

(P2002-70730A)

(43)公開日 平成14年3月8日(2002.3.8)

(51)Int.Cl'

F 04 B 27/14  
49/00

識別記号

3 6 1

F I

F 04 B 49/00  
27/08

マーク(参考)

3 6 1 3 H 0 4 5  
S 3 H 0 7 6

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 10 頁)

(21)出願番号

特許2000-254801(P2000-254801)

(22)出願日

平成12年8月25日(2000.8.25)

(71)出願人

500309126  
株式会社ゼクセルヴァレオクライメートコ

ントロール

埼玉県大里郡江南町大字千代字東原39番地

(72)発明者

林 栄  
埼玉県大里郡江南町大字千代字東原39番地株式会社ゼクセルヴァレオクライメート  
コントロール内

(73)代理人

100069073  
弁理士 大賞 和保 (外1名)

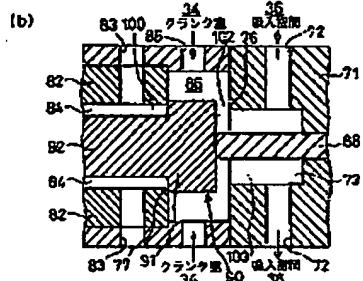
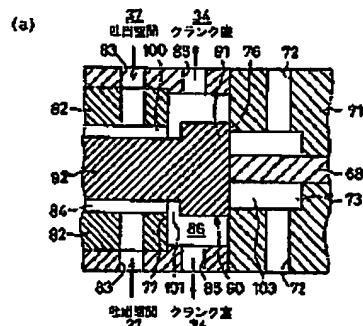
最終頁に続く

(54)【発明の名稱】 可変容積圧縮機の圧力制御装置

## (57)【要約】

【課題】 可変容積圧縮機の圧力制御装置において、供給される制御信号の変化に対するクランク室圧の変化を線形的に変化させる。

【解決手段】 吸入空間36に低圧側追通孔72を介して追通する低圧室73と、吐出空間37に高圧側追通孔83を介して追通する高圧室84と、クランク室34にクランク室追通孔85を介して連通する圧力調整室86と、外部からの制御信号によって圧力調整室86と低圧室73との間を開/閉すると同時に圧力調整室86と高圧室84との間を開/閉する弁体90とを有して構成される圧力制御弁において、高圧側追通孔83からクランク室追通孔85に至る経路の最小通路断面積S1、クランク室追通孔85から低圧側追通孔72に至る経路の最小通路断面積S2、及び、S1とS2との比Rを、0.1  $\text{mm}^2 \leq S1 \leq 1.0 \text{mm}^2$ 、0.3  $\text{mm}^2 \leq S2 \leq 2.0 \text{mm}^2$ 、0.1  $\leq S1/S2 \leq 0.7$  の関係を満たすように設定する。



(2)

特開2002-70730

1

2

## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 シリンダブロック、前記シリンダブロック内に設けられる駆動部、該駆動部と共に回転すると共に駆動部に対する傾斜角度が可変自在である駆動斜板、前記シリンダブロック内に設けられ、前記駆動部と平行な軸を有する複数のシリンダ、該シリンダに摺動自在に配され、前記駆動斜板の回転に伴って前記シリンダ内を往復動する複数のピストン、前記シリンダと前記ピストンとによって画成される圧縮室、前記ピストンの反圧縮室側に形成されるクランク室、前記ピストンの吸込行程において前記圧縮室と連通する吸込空間、及び、前記ピストンの圧縮行程において前記圧縮室と連通する吐出空間とを少なくとも有する可変容積型圧縮機に用いられ、前記クランク室の圧力を制御して前記駆動斜板の傾斜角度を変化し得るようにした可変容積型圧縮機の圧力制御装置において。

少なくとも、前記吸込空間に対して低圧側連通孔を介して連通する低圧室と、前記吐出空間に対して高圧側連通孔を介して連通する高圧室と、前記クランク室に対してクランク室連通孔を介して連通する圧力調整室と、前記圧力調整室と前記低圧室との間を開／閉すると同時に、前記圧力調整室と前記高圧室との間を開／閉する弁体と、電磁力を発生する電磁コイルと、前記電磁コイル内に摺動自在に挿入され、電磁コイルの電磁力をにて移動して前記弁体を移動させるプランジャーと、前記弁体を前記プランジャーによる付勢方向と逆方向に付勢するスプリングとを備え、

前記圧力調整室と前記低圧室との間を開、前記圧力調整室と前記高圧室との間を開とした場合における前記高圧側連通孔から前記クランク室連通孔に至る経路の最小通路断面積 S 1、前記圧力調整室と前記低圧室との間を開、前記圧力調整室と前記高圧室との間を開とした場合における前記クランク室と連通するクランク室連通孔から前記吸込空間と連通する低圧側連通孔に至る経路の最小通路断面積 S 2、及び、前記 S 1 と前記 S 2 の比 R が、

$$0.1 \text{ mm}^2 \leq S 1 \leq 1.0 \text{ mm}^2$$

$$0.3 \text{ mm}^2 \leq S 2 \leq 2.0 \text{ mm}^2$$

$$0.1 \leq R = S 1 / S 2 \leq 0.7$$

の関係を満たすように設定されていることを特徴とする可変容積型圧縮機の圧力制御装置。

【請求項 2】 前記可変容積型圧縮機は、これにより圧縮された冷媒を冷却する放熱器と、前記放熱器で冷却された冷媒を減圧する膨張装置と、前記膨張装置で減圧された冷媒を蒸発する蒸発器とを少なくとも備えた前記冷媒として二酸化炭素が使用される冷媒サイクルに用いられるものであり、前記膨張装置の出口側から前記可変容積型圧縮機までの低圧ラインの圧力が目標圧力よりも高い場合には前記圧力調整室と前記低圧室との間を開とし、且つ、前記圧力調整室と前記高圧室との間を開とす

る方向に前記弁体を移動させ、前記低圧ラインの圧力が目標圧力よりも低い場合には前記圧力調整室と前記低圧室との間を開とし、且つ、前記圧力調整室と前記高圧室との間を開とする方向に前記弁体を移動させるよう制御信号が前記電磁コイルに供給されるものであることを特徴とする請求項 1 記載の可変容積型圧縮機の圧力制御装置。

【請求項 3】 前記電磁コイルに供給される制御信号は、該電磁コイルへの通電をデューティ比制御するものであることを特徴とする請求項 2 記載の可変容積型圧縮機の圧力制御弁。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明が属する技術分野】 この発明は、駆動部に傾斜自在に固定される駆動斜板と、該駆動斜板の回転によって圧縮室の容積を可変させるピストンとを有し、圧縮室の圧力とピストンの背圧との圧力差を調整することで駆動斜板の傾斜角度を変化させ、これによりピストンストロークを可変して吐出容積を可変し得るようにした可変容積型圧縮機の圧力制御装置に関する。

## 【0002】

【従来の技術】 特開平 5-99136 号公報に開示される可変容積斜板式圧縮機において使用される圧力制御弁は、吐出室とクランク室との間の連通を開閉制御する第 1 の制御弁と、クランク室と吸込室との間の連通を開閉制御する第 2 の制御弁と、前記第 1 及び第 2 の制御弁を作動させる伝送ロッドと、この伝送ロッドを移動させる電磁アクチュエータと、吸込室の圧力を受けて第 2 の制御弁を作動させる感圧部材（ダイヤフラム、ペローズ等）とを有する。

【0003】 また、特開平 9-268974 号公報に開示される可変容積型圧縮機用制御弁は、吐出圧領域とクランク室とを連通する給気通路を開閉する弁体と、この弁体の一方側に感圧ロッドを介して作動連結されると共に吸込圧領域に連通された感圧室に収納され、吸込圧領域の圧力の上昇に伴って前記給気通路の開度を減少させる方向に前記弁体を付勢する感圧部と、前記弁体の他方側にソレノイドロッドを介して作動連結され、ソレノイドが駆動されると前記弁体に給気通路の開度を減少させる方向に前記感圧部をかけるソレノイド部と、このソレノイドの消磁により前記給気通路を強制的に開放する方向に前記弁体を付勢する強制開放手段とを有し、前記弁体と前記感圧部とを接続可能な連結したものである。

【0004】 このため、前記ソレノイド部のソレノイドが消磁された状態で、感圧室内が高吸込圧力条件下になると、感圧部は給気通路の開度を減少する方向に変位するが、前記強制開放手段により弁体に作用する付勢力と感圧部による変位とが互いに離反する方向となるため、感圧部と弁体とが離間するので、弁体の最大開度位置が維持される。尚、前記感圧部は、ペローズであることが

(3)

特開2002-70730

3

開示され、さらにダイヤフラムでもよいことが開示されている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上述した引例に示すような感圧部に感圧素子としてダイヤフラムやペローズを用いた制御弁を二酸化炭素を冷媒として用いた冷凍サイクルに使用する場合、冷凍サイクル内の圧力が従来のフロンを使用した冷凍サイクルに比べて約10倍であることから、前記感圧素子の耐圧性を満足させることができないといふ不具合が生じ、また、弁を駆動させる電磁アクチュエータの電磁力を高圧に抗して動作させる必要があることから、電磁アクチュエータ自体の大きさが大きくなってしまうという不具合が生じる。

【0006】このため、本出願人は、二酸化炭素を冷媒として使用した冷凍サイクルの圧力に対しても充分な耐圧性を有すると共に、圧力制御弁を大きくすることなく確実に容積可変制御を行うことができる圧力制御装置を先に出願している。ところで、このような圧力制御装置を構築するにあたっては、供給される制御信号の変化に対するクランク室圧の変化を、図7の実線(特性線1)で示されるように、できるだけ線形的に変化させることができ制御する上で望ましい。これは、図7の破線で示されるように、制御信号の僅かな変化で一気にクランク室圧が上昇、又は、低下し、その後、制御信号を変化させてもクランク室圧が変化しなくなるのであれば、吐出容積の可変中間域での制御が困難になるためである。

【0007】そこで、この発明は、小型で耐圧仕様の圧力制御弁を構築するにあたり、供給される制御信号の変化に対してクランク室圧を線形的に変化させることができ可変容積型圧縮機の圧力制御装置を提供することを課題としている。

【0008】

【課題を解決するための手段】上記課題を達成するためには、この発明にかかる可変容積型圧縮機の圧力制御装置は、シリンダブロック、前記シリンダブロック内に設けられる駆動軸、該駆動軸と共に回転すると共に駆動軸に対する傾斜角度が可変自在である駆動斜板、前記シリンダブロック内に設けられ、前記駆動軸と平行な軸を有する複数のシリンダ、該シリンダに駆動自在に配され、前記駆動斜板の回転に伴って前記シリンダ内を往復動する複数のピストン、前記シリンダと前記ピストンとによって構成される圧縮室、前記ピストンの反圧縮室側に形成されるクランク室、前記ピストンの吸込行程において前記圧縮室と連通する吸込空間、及び、前記ピストンの圧縮行程において前記圧縮室と連通する吐出空間とを少なくとも有する可変容積型圧縮機に用いられ、前記クランク室の圧力を制御して前記駆動斜板の傾斜角度を変化し得るようにした可変容積型圧縮機の圧力制御装置にあって、少なくとも、前記吸込空間に対して低圧側連通孔を介して連通する低圧室と、前記吐出空間に対して高圧

4

側連通孔を介して連通する高圧室と、前記クランク室に対してクランク室連通孔を介して連通する圧力調整室と、前記圧力調整室と前記低圧室との間を開／閉すると同時に、前記圧力調整室と前記高圧室との間を開／閉する弁体と、電磁力を発生する電磁コイルと、前記電磁コイル内に駆動自在に挿入され、電磁コイルの電磁力をにて移動して前記弁体を移動させるプランジャーと、前記弁体を前記プランジャーによる付勢方向と逆方向に付勢するスプリングとを備え、前記圧力調整室と前記低圧室との間を開、前記圧力調整室と前記高圧室との間を開とした場合における前記高圧側連通孔から前記クランク室連通孔に至る経路の最小通路断面積S1、前記圧力調整室と前記低圧室との間を開、前記圧力調整室と前記高圧室との間を開とした場合における前記クランク室と連通するクランク室連通孔から前記吸込空間と連通する低圧側連通孔に至る経路の最小通路断面積S2、及び、前記S1と前記S2との比Rが、 $0.1 \text{ mm}^2 \leq S1 \leq 1.0 \text{ mm}^2$ 、 $0.3 \text{ mm}^2 \leq S2 \leq 2.0 \text{ mm}^2$ 、 $0.1 \leq S1/S2 \leq 0.7$ の関係を満たすように設定されていることを特徴としている(請求項1)。

【0009】したがって、上述の構成によれば、電磁コイルを制御して弁体を移動させるようにしたので、従来の低圧圧力換出部のような圧力耐性の低い部分を省略することができ、冷凍サイクルの圧力に対して圧力耐性を高くすることができ、しかも、高圧側連通孔からクランク室連通孔に至る経路の最小通路断面積S1、クランク室連通孔から低圧側連通孔に至る経路の最小通路断面積S2、及び、S1とS2との比Rを上述のような範囲で設定するようにしたので、図7の実線に示されるような特性を得ることができるようになる。

【0010】とくに、このような圧力制御装置は、可変容積型圧縮機を、これにより圧縮された冷媒を冷却する放熱器と、前記放熱器で冷却された冷媒を減圧する膨張装置と、前記膨張装置で減圧された冷媒を蒸発する蒸発器とを少なくとも備えた前記冷媒として二酸化炭素が使用される冷凍サイクルに用い、膨張装置の出口側から可変容積型圧縮機までの低圧ラインの圧力が目標圧力よりも高い場合には圧力調整室と低圧室との間を開とし、且つ、圧力調整室と高圧室との間を開とする方向に弁体を移動させ、低圧ラインの圧力が目標圧力よりも低い場合には圧力調整室と低圧室との間を開とし、且つ、圧力調整室と高圧室との間を開とする方向に弁体を移動させ、該電磁コイルに制御信号を供給するような場合に適したものである(請求項2)。この際、電磁コイルに供給される制御信号は、該電磁コイルへの通電をデューティ比制御するようにするとよい(請求項3)。

【0011】

【発明の実施の形態】以下、この発明の実施の態様を図面に基づいて説明する。図1において、冷凍サイクル1は、吐出容積を可変するための圧力制御弁2を有すると

(4)

特開2002-70730

5

共に冷媒を超臨界域まで圧縮可能とする可変容量型圧縮機（以下、圧縮機という）3、冷媒を冷却する放熱器4、高圧ラインと低圧ラインとの冷媒を熱交換する内部熱交換器5、冷媒を減圧する膨張装置6、冷媒を蒸発気化する蒸発器7、蒸発器7から流出された冷媒を気液分離するアキュムレータ8を有して構成されている。この冷凍サイクル1では、圧縮機3の吐出側を放熱器4を介して内部熱交換器5の高圧通路5aに接続し、この高圧通路5aの流出側を膨張装置6に接続し、圧縮機3の吐出側から膨張装置6に至る経路を高圧ライン9としている。また、膨張装置6の流出側は、蒸発器7に接続され、この蒸発器7の流出側は、アキュムレータ8を介して内部熱交換器5の低圧通路5bに接続されている。そして、低圧通路5bの流出側を圧縮機3の吸入側に接続し、膨張装置6の流出側から圧縮機3に至る経路を低圧ライン10としている。

【0012】この冷凍サイクル1においては、冷媒として二酸化炭素(CO<sub>2</sub>)が用いられており、圧縮機3で圧縮された冷媒は、高溫高圧の超臨界状態の冷媒として放熱器4に入り、ここで放熱して冷却する。その後、内部熱交換器5において蒸発器7から流出する低温冷媒と熱交換して更に冷やされ、液化されることなく膨張装置6へ送られる。そして、この膨張装置6において減圧されて低溫低圧の湿り蒸気となり、蒸発器7においてここを通過する空気と熱交換してガス状となり、しかる後に内部熱交換器5において高圧ライン9の高溫冷媒と熱交換して加熱され、圧縮機3へ戻される。

【0013】前記膨張装置6の流出側から前記圧縮機3の吸入側の間の低圧ライン10には、低圧圧力を検出する圧力センサ12が設けられている。この圧力センサ12によって検出された低圧圧力P<sub>s</sub>は、外気温度T<sub>a</sub>を検出する湿度センサ13、車室内温度T<sub>i</sub>を検出する温度センサ14、図示しない操作パネルの温度設定器15からの温度設定信号T<sub>set</sub>、及び日射検出センサ16によって検出された日射量Q<sub>sun</sub>等と共に、コントロールユニット17に入力される。

【0014】このコントロールユニット17は、前述した各種信号をデータとして入力する入力回路18、読み出専用メモリ(ROM)及びランダムアクセスメモリ(RAM)からなるメモリ部19、前記メモリ部19に格納されたプログラムを呼び出して前記データを加工したり、データを前記メモリ部19に追記させたりして制御データを演算する中央演算処理装置(CPU)20、この中央演算処理装置20によって演算された制御データに基づいて制御信号のデューティ比を出力する出力回路21、バッテリー電源22から所望の一定電圧を製造する定電圧回路23、この定電圧回路23からの定電圧(V<sub>s</sub>)と、前記出力回路21によって出力されたデューティ比を有する制御信号を出力するデューティ比制御回路24とから少なくとも構成されている。

6

【0015】前記圧縮機3は、例えば図2に示すような容量可変斜板式圧縮機であり、この圧縮機3の外周プロック30は、クランク室34を形成するフロントプロック31と、複数のシリンダ35が形成される中央プロック32と、吸入空間36及び吐出空間37とを形成するリアプロック33とによって構成されている。

【0016】前記外周プロック30内を貫通して配された駆動軸38は、フロントプロック31及び中央プロック32にペアリング39a、39bを介して回転自在に保持されており、この駆動軸38は、図示しない走行用エンジンとベルト、ブーリ及び差速クラッチを介して接続され、差速クラッチが投入された時に、前記エンジンの回転が伝達されて回転するようになっている。また、この駆動軸38には、駆動軸38の回転と共に回転し、この駆動軸38に対して傾斜自在である斜板40が設けられている。

【0017】前記中央プロック32に形成されたシリンダ35は、前記駆動軸38の周囲に所定の間隔を空けて複数形成され、前記駆動軸38の前に平行な中心軸を有する円筒状に形成されているもので、このシリンダ35には、前記斜板40に一端が保持されたピストン41が駆動自在に挿入されている。

【0018】以上の構成において、駆動軸38が回転すると前記斜板40が所定の傾斜を有して回転するので、前記斜板40の端部は前記駆動軸38の軸方向に所定の幅で拮れることとなる。これによって、この斜板40の径方向先端部分に固定されたピストン41は、前記駆動軸38の軸方向に往復動して、シリンダ35内に形成された圧縮室42の容積を変化させ、前記吸入空間36から吸入弁44を有する吸入口43を介して冷媒を吸引し、吐出弁46を有する吐出口45を介して圧縮された冷媒を吐出空間37に吐出するようになっている。

【0019】この圧縮機3の吐出容積はピストン41のストロークによって決定され、このストロークは、ピストン41の前面にかかる圧力、即ち圧縮室42の圧力と、ピストン41の背面にかかる圧力、即ちクランク室34内の圧力(クランク室圧)との差圧によって決定される。具体的には、クランク室34内の圧力を高くすれば、圧縮室42とクランク室34との差圧が小さくなるので、斜板40の傾斜角度(振動角度)が小さくなり、このため、ピストン41のストロークが小さくなって吐出容積が小さくなるようになっている。

【0020】前記クランク室34の圧力は、圧縮機3のリアプロック33に設けられた圧力制御弁2によって制御されるようになっている。この圧力制御弁2は、具体的には図3および図4に示されるようなもので、駆動部

(5)

特開2002-70730

7

8

60. 中央ブロック部70及び弁体部80から構成されている。

【0021】前記駆動部60は、前記中央ブロック部70の一端にかしめ固定される円筒状のケース61と、このケース61内に収納されると共に前記中央ブロック部70の一端に固定される円筒状のシリンダ62と、このシリンダ62の周囲に巻回される電磁コイル63と、前記シリンダ62の内部に摺動自在に挿入され、前記中央ブロック部70側で弁体駆動ロッド68と当接する一端面及びスプリング装着孔65が形成された他端面を有するプランジャー64と、前記スプリング装着孔65に挿入されて一端が前記プランジャー64に当接するスプリング66と、このスプリング66の他端側を保持すると共に前記シリンダ63の他端側を密閉するように前記ケース61の他端側にかしめ固定される蓋体67によって構成される。

【0022】前記中央ブロック部70は、前記シリンダ63を固定する円柱状突起部71a及び前記ケース61がかしめ固定される外環部71bとを一端側に有する円筒状のブロック71からなり、前記円柱状突起部71aに形成され、前記弁体駆動ロッド68が摺動自在に貫通する普通孔74と、前記ブロック71の中央に円筒状に形成された低圧室73と、この低圧室73から径方向に延出する複数の低圧側連通孔72とを有している。尚、複数の低圧側連通孔72は、前記リアブロック33に形成された第1の溝部75を介して圧縮機3の吸入空間36と連通するので、前記低圧室73内の圧力は、前記冷凍サイクル1の低圧ラインの圧力と略一致する。

【0023】前記弁体部80は、暗円筒状の外側ケース81と、この外側ケース81に装着される内側ケース82とを有し、前記外側ケース81の中央ブロック側には、圧力調整室86が形成されると共に弁体90の開閉部91が収納され、前記内側ケース82には、弁体90の摺動部93が摺動自在に挿入されている。そして、弁体の開閉部91と摺動部93との間に形成される弁体の小径部92と内側ケース82との間に高圧室84が形成されている。また、前記圧力調整室86は、前記外側ケース81に開口するクランク室連通孔85及び前記リアブロック33に形成された第2の溝部95を介してクランク室34と連通し、前記高圧室84は前記外側ケース81及び内側ケース82を貫通して形成された高圧側連通孔83及び前記リアブロック33に形成された第3の溝部96を介して吐出空間37と連通するようになっている。

【0024】前記圧力調整室86の内径は前記低圧室73の内径よりも大きく形成され、前記内側ケース82の内径は前記圧力調整室86の内径よりも小さく形成され、また圧力調整室86に収容される開閉部91の外径は、低圧室73の内径および内側ケース82の内径よりも大きく形成されており、したがって、前記低圧室73

と前記圧力調整室86との間（低圧室73が圧力調整室86に臨む開口部分周縁）には弁体90が着座する低圧側弁座76が形成され、前記高圧室84と前記圧力調整室86との間（高圧室84が圧力調整室86に臨む開口部分周縁）には弁体90が着座する高圧側弁座77が形成されている。したがって、圧力調整室86内に収容された弁体90の開閉部91が、低圧側弁座76若しくは高圧側弁座77に着座することによって、圧力調整室86と低圧室73又は高圧室84との間が連通（開）または遮断（閉）されるようになっている。

【0025】また、前記弁体90の摺動部93の端部と前記内側ケース82との間には、低圧空間87が形成され、前記内側ケース82を外側ケース81に固定する蓋部89に形成された連通孔88及びリアブロック33に形成された連通空間97を介して吸入空間36と連通するようになっている。また、この低圧空間87には、前記弁体90を前記低圧側弁座76に押し付けるように付勢するスプリング94が収容されている。尚、このスプリング94の付勢力は、前記スプリング66の付勢力よりも大きく設定されており、電磁コイル63への道筋がない場合には、図3に示されるように、開閉部91を前記低圧側弁座76に当接するようになっている。

【0026】したがって、弁体90の移動方向両端面に低圧圧力をかけることができるので、弁体90の移動方向両端で圧力差が生じないことから、弁体90の移動を円滑に行なうことができ、弁体90の駆動力を抑えることができることから、電磁コイル63自体の大きさを抑えることができるようになっている。

【0027】このような圧力制御弁2に対し、前記コン30トロールユニット17によって、前記圧力センサ12の検出圧力Psが目標圧力Ps\_aよりも大きい場合には、圧縮機3の吐出容積を大きくする方向に前記圧力制御弁2を作動させ、前記圧力センサ12の検出圧力Psが目標圧力Ps\_aよりも小さい場合には、圧縮機3の吐出容積を小さくする方向に前記圧力制御弁2を作動させる制御が行われる。即ち、低圧圧力Psと目標圧力Ps\_aとに基づいて、数1に示す演算式からデューティ比を算出し、このデューティ比を有する制御信号がデューティ比制御回路24で形成されるようになっている。尚、下記40する数1において、Aは比例定数、Bは積分定数、Cは補正項であり、低圧圧力Psが目標圧力Ps\_aよりも大きい場合には、デューティ比が大きくなり、例えば図5(a)で示されるような大きいデューティ比を有する制御信号が圧力制御弁2の電磁コイル63に供給され、低圧圧力Psが目標圧力Ps\_aよりも小さい場合にはデューティ比が小さくなり、例えば図5(b)で示されるような小さいデューティ比を有する制御信号が圧力制御弁2の電磁コイル63に供給されるようになっている。

【0028】

【致1】

(5)

特開2002-70730

9

10

$$Ds = A (Ps - Psa) + B \oint (Ps - Psa) dt + C$$

【0029】ここで、目標圧力  $P_{sa}$  は、所定の固定値を用いても良いし、外気温度  $T_a$ 、車室内温度  $T_{in}$  c. 日射量  $Q_{sun}$ 、設定温度  $T_{set}$  等から算出された熱負荷量  $H$  に基づいて  $P_{sa} = K_6 \cdot F(H) + K_7$  として決定されるもの等であってもよい。尚、  $K_6$  は換算定数であり、  $K_7$  は積正項である。

【0030】したがって、圧力センサ 12 の検出圧力  $P_s$  が目標圧力  $P_{sa}$  よりも高い場合には、圧力制御弁 2 の電磁コイル 6 3 に大きいデューティ比を有する制御信号が供給され、ブランジャ 6 4 が電磁コイル 6 3 に誘引され、スプリング 9 4 のばね力に抗して弁体駆動ロッド 6 8 を介して弁体 9 0 を移動させる。このため、開閉部 9 1 が高圧側弁座 7 7 に着座し、図 4 で示す状態となる。これによって、クランク室 3 4 は圧力調整室 8 6 及び低圧室 7 3 を介して吸入空間 3 6 と通し、低圧圧力と同一の圧力となってくるので、低圧圧力の低下に伴って、ピストン 4 1 のストローク量が大きくなり、圧縮機 3 の吐出容積は増大していく。

【0031】また、圧力センサ 12 の検出圧力  $P_s$  が目標圧力  $P_{sa}$  よりも低い場合には、圧力制御弁 2 の電磁コイル 6 3 に小さいデューティ比を有する制御信号が供給され、ブランジャ 6 4 に付勢される電磁力よりスプリング 9 4 のばね力が勝り、開閉部 9 1 が低圧側弁座 7 6 に着座し、図 3 で示す状態となる。これによって、クランク室 3 4 は圧力調整室 8 6 及び高圧室 8 4 を介して吐出空間 3 7 と通し、高圧圧力と同一の圧力となってくるので、高圧圧力の上昇に伴って、ピストン 4 1 のストローク量が小さくなり、圧縮機 3 の吐出容積は減少していく。

【0032】ところで、以上のような構成を有する圧力制御弁 2 において、圧力調整室 8 6 と前記低圧室 7 3 の間を開、前記圧力調整室 8 6 と前記高圧室 8 4 の間を開とする図 3 で示される状態において、高圧側通孔 8 3 からクランク室連通孔 8 5 に至る経路の最小通路断面積  $S_1$  は、下記する数 2 で示される範囲となるように設定されている。

【0033】

$$[数2] 0.1 \text{ mm}^2 \leq S_1 \leq 1.0 \text{ mm}^2$$

【0034】ここで、最小通路断面積  $S_1$  とは、吐出空間 3 7 からクランク室 3 4 への冷媒の流れやすさが圧力制御弁 2 の高圧側通孔 8 3 からクランク室連通孔 8 5 に至る経路の最も絞られた部分で決定されることから、この最も絞られた部分での通路断面積を指している。図 6 (a) にも示されるように、この場合の最も絞られた部分は、高圧側通孔 8 3 とともに、高圧室 8 4 の高圧側通孔 8 3 から圧力調整室 8 6 へ至る内側ケース 8 2 と弁体 9 0 の小径部 9 2 との間のリング状の通路 1 0 0 とすることも、開閉部 9 1 と高圧側弁座 7 7 との間

の通路 1 0 1 とすることも、クランク室連通孔 8 5 とすることも可駆であり、例えば内側ケース 8 2 と弁体 9 0 の小径部 9 2 との間のリング状の通路 1 0 0 が最も絞られた部分であれば、このリング状の通路 1 0 0 の断面積が  $0.1 \sim 1.0 \text{ mm}^2$  となるように内側ケース 8 2 の内径や小径部 9 2 の径が設定されることとなる。

【0035】また、圧力調整室 8 6 と低圧室 7 3 との間を開、圧力調整室 8 6 と高圧室 8 4 との間を開とする図 4 で示される状態において、クランク室連通孔 8 5 から低圧側通孔 7 2 に至る経路の最小通路断面積  $S_2$  は、下記する数 3 で示される範囲となるように設定されている。

【0036】

$$[数3] 0.3 \text{ mm}^2 \leq S_2 \leq 2.0 \text{ mm}^2$$

【0037】ここで、最小通路断面積  $S_2$  とは、クランク室 3 4 から吸入空間 3 6 への冷媒の流れやすさが圧力制御弁 2 のクランク室連通孔 8 5 から低圧側通孔 7 2 に至る経路の最も絞られた部分で決定されることから、この最も絞られた部分での通路断面積を指している。図 6 (b) にも示されるように、この場合の最も絞られた部分は、クランク室連通孔 8 5 とともに、開閉部 9 1 と低圧側弁座 7 6 との間の通路 1 0 2 とすることも、低圧室 7 3 の圧力調整室 8 6 から低圧側通孔 7 2 へ至るプロック 7 1 と弁体駆動ロッド 6 8 との間のリング状の通路 1 0 3 とすることも、低圧側通孔 7 2 とともに可能であり、例えば低圧側通孔 7 2 が最も絞られた部分であれば、この低圧側通孔 7 2 の通路断面積が  $0.3 \sim 2.0 \text{ mm}^2$  となるように通路径が設定されることとなる。

【0038】さらに、上述の範囲で  $S_1$  と  $S_2$  を設定した上で、 $S_1$  と  $S_2$  との比  $R$  を数 4 で示される関係を満たすように設定するようとしている。

【0039】

$$[数4] 0.1 \leq R = S_1 / S_2 \leq 0.7$$

【0040】以上のように設定したのは、以下の理由による。先ず、高圧側通孔 8 3 から前記クランク室連通孔 8 5 に至る経路の最も絞られた部分での最小通路断面積  $S_1$  の下限を  $0.1 \text{ mm}^2$  としたのは、これよりも小さくなると、開閉部 9 1 が低圧側弁座 7 6 に着座して圧力調整室 8 6 と低圧室 7 3 の間を開、圧力調整室 8 6 と高圧室 8 4 の間を開とする図 3 で示す状態となった場合に、吐出空間 3 7 からクランク室 3 4 への冷媒の流入がスムーズにいかず、クランク室圧が上昇するのに時間がかかるてしまうことが実験によって確かめられたためである。

【0041】また、 $S_1$  の上限を  $1.0 \text{ mm}^2$  としたのは、これよりも最小通路断面積  $S_1$  が大きくなると、吐出空間 3 7 からクランク室 3 4 への冷媒の流入が必要以

(7)

特開2002-70730

11

上に大きくなるため、圧力制御弁2に入力される制御信号の僅かな変化、即ち、僅かなデューティ比の変化によって、クランク室圧が急激に上昇して一気にピストン41がフルストロークしてしまい、その後、制御信号を変化させてもクランク室圧が高い状態で一定となる図7のIIで示すような特性となり、このため、制御信号の可変中間領域で空量制御が不可能となり、実質的に制御範囲が狭くなってしまうためである。

【0042】即ち、S1の下限値は、応答性が許容範囲を超えて悪化してしまうことがないようにする限界値として、また、上限値は、応答性がよすぎてコントロールしにくくなる状態を避けることができる限界値として、それぞれ実験によって確定されたものである。

【0043】次に、クランク室連通孔85から低圧側連通孔72に至る経路の最も狭られた部分での最小通路断面積S2の下限を0.3mm<sup>2</sup>としたのは、これよりも小さくなると、開閉部91が高圧側弁座77に着座して圧力調整室86と低圧室73との間を開、圧力調整室86と高圧室84との間を閉とする図4に示す状態となつた場合に、クランク室34から吸入空間36へ冷媒が速やかに移動しなくなるため、クランク室圧が低下しにくくなり、デストロークしているピストンの背圧が下がりにくくなることから吐出容積の速やかな増大を図ることができない現象、即ち、起動性の悪化を招くことが実験によって確かめられたためである。

【0044】また、S1の上限を2.0mm<sup>2</sup>としたのは、これよりも最小通路断面積S2が大きくなると、クランク室34から吸入空間36への冷媒の流出が必要以上に大きくなるため、圧力制御弁2に入力される制御信号の僅かな変化、即ち、僅かなデューティ比の変化によって、クランク室圧が急激に低下して一気にピストンがフルストロークしてしまい、その後、制御信号を変化させてもクランク室圧が低い状態で一定となる図7のIIIで示すような特性となり、このため、制御信号の可変中間領域での空量制御が不可能となり、実質的に制御範囲が狭くなってしまうことによる。

【0045】即ち、S2の下限値は、応答性が許容範囲を超えて悪化し、起動性を損なうことがないようにする限界値として、また、上限値は、応答性がよすぎてコントロールしにくくなる状態を避けることができる限界値として、それぞれ実験によって確定されたものである。

【0046】ところで、以上のように各経路の最小通路断面積を上述のような範囲に規定しただけでは、それぞれの経路を単独で最適設計するための条件を規定しただけに過ぎず、さらにS1とS2との比Rを0.1≤R=S1/S2≤0.7の範囲とする必要があるのは次のような理由による。

【0047】先ず、圧力制御弁2へ入力される制御信号がピストンストロークを大きくする値となっている状態（この例では、大きいデューティ比の制御信号が供給さ

12

れて開閉部91が図4に示される位置関係にある状態）からピストンストロークを小さくする値に変化させる場合（この例では、小さいデューティ比の制御信号が供給されて開閉部91が図3に示される位置関係にある状態へ変化する場合）を想定すると、図4に示す状態でしばらく時間が経過している場合には、高圧ライン9と低圧ライン10の圧力差は大きくなっているおり、この状態から図3に示す状態へ開閉部91が動くと、吐出空間37の圧力とクランク室34の圧力差が大きくなっていることから、S1は小さくても吐出空間37からクランク室34へ冷媒が流入しやすい状態となるので、S1は、上述の範囲を越えたものであれば小さくても差し支えない。

【0048】これに対して、圧縮機が停止している状態（開閉部91が図3に示される位置関係にある状態）から圧縮機を起動させてピストンストロークを大きくする値に制御信号が変化する場合（この例では、大きいデューティ比の制御信号が供給されて開閉部91が図4に示される位置関係にある状態へ変化する場合）を想定すると、圧縮機の停止している状態がしばらく経過している場合には、高圧ライン9と低圧ライン10の圧力差はほとんどなくなっているおり、この状態から図4に示す状態へ開閉部91が動いた場合でも、クランク室34の圧力と吸入空間36の圧力との圧力差は殆ど無いことから、クランク室から吸入空間へ冷媒は流出しにくい状態となっている。このため、クランク室34から吸入空間36へ冷媒を流出しやすくするためにS2はできるだけ大きくしておきたい要請がある。

【0049】以上のことから、S2はS1よりも大きくする必要があるとの知見が得られているが、どの程度S30 2をS1よりも大きくする必要があるのかに関しては、発明者らの実験によれば、S1とS2との比Rが0.1よりも小さくなると、吐出空間37からクランク室34へ冷媒が入りづくなり、図7の実線で示される特性線からはずれてピストン41を即座にデストロークさせにくくなるし、また、Rが0.7よりも大きくなると、クランク室34の圧力が吸入空間36へ抜け易くなるので、ピストンストロークをフルストローク方向へ少し変化させる制御信号が入力されただけでも、一気にクランク室圧が低下してピストン41がフルストロークに転じてしまい、図7の実線で示される特性線からはずれてしまうことが明らかとなった。そこで、ピストンストロークをデストローク方向へ変化させる場合、及び、フルストローク方向へ変化させる場合に適切な制御を確保する必要から、S1及びS2を数2及び数3の範囲内で設定する必要があるものの、S1とS2との比Rをさらに数4の範囲に設定しなければならないとの知見を得るに至っている。

【0050】以上のように、S1及びS2が上述した範囲よりも小さくなると、クランク室圧の変化速度が遅くなり、可変応答性が悪くなるものであり、また、S1及

(8)

特開2002-70730

13

びS2が上述した範囲よりも大きくなると、クランク室圧の変化速度が速くなりすぎ、制御が困難になるものであり、また、Rが上述した範囲内に設定されない場合には、圧力制御弁2をデューティ比制御する場合に、デューティ比に対してクランク室圧を線形的に制御できなくなるものであり、このため、S1、S2、Rのそれぞれを上述のように設定することにより、圧力制御弁2に入力される制御信号の全範囲（デューティ比0%から100%）にわたって、応答性を適切に設定することができ、尚且つ、図7の実線で示される制御信号に対するクランク室圧の関係をほぼリニアな特性と/orすることができるようになるものである。

## 【0051】

【発明の効果】以上説明したように、この発明によれば、クランク室内の圧力を制御して前記駆動斜板の傾斜角度を変化し得るようにした可変容積型圧縮機の圧力制御装置を、吸入空間に対して低圧側追通孔を介して連通する低圧室と、吐出空間に対して高圧側連通孔を介して連通する高圧室と、クランク室に対してクランク室連通孔を介して連通する圧力調整室と、圧力調整室と前記低圧室との間を開/閉すると同時に、圧力調整室と前記高圧室との間を開/閉する弁体と、電磁力を発生する電磁コイルと、電磁コイル内に摺動自在に挿入され、電磁コイルの電磁力をにて移動して前記弁体を移動させるプランジャーと、弁体をプランジャーによる付勢方向と逆方向に付勢するスプリングとを少なくとも備えて構成し、圧力調整室と低圧室との間を開、圧力調整室と高圧室との間を開とした場合における高圧側連通孔からクランク室連通孔に至る経路の最小通路断面積S1、圧力調整室と低圧室との間を開、圧力調整室と高圧室との間を開とした場合におけるクランク室と連通するクランク室連通孔から吸入空間と連通する低圧側追通孔に至る経路の最小通路断面積S2、及び、S1とS2との比Rを0.1mm<sup>2</sup>≤S1≤1.0mm<sup>2</sup>、0.3mm<sup>2</sup>≤S2≤2.0mm<sup>2</sup>、0.1≤R=S1/S2≤0.7の関係を満たすように設定するようにしたので、小型で耐圧仕様の圧力制御弁を搭載するにあたり、供給される制御信号の変化に対してクランク室圧を線形的に変化させることができ、可変容積型圧縮機の圧力制御装置を提供することができる。

【0052】特に、このような圧力制御装置は、可変容積型圧縮機が二酸化炭素を冷媒とする冷凍サイクルに用いられ、膨張装置の出口側から可変容積型圧縮機までの低圧ラインの圧力が目標圧力よりも高い場合には圧力調整室と低圧室との間を開とし、且つ、圧力調整室と高圧室とを間を開とする方向に弁体を移動させ、低圧ラインの圧力が目標圧力よりも低い場合には圧力調整室と低圧室との間を開とし、且つ、圧力調整室と高圧室との間を開とする方向に弁体を移動させるように電磁コイルへの制御信号を制御する場合に適したものである。

14

## 【図面の簡単な説明】

【図1】図1は、本願発明の実施の形態に係る冷凍サイクルの概略構成図である。

【図2】図2は、本発明の実施の形態に係る可変容積型圧縮機の断面図である。

【図3】図3は、本発明の実施の形態に係る圧力制御弁の電磁開閉時の状態を示した断面図である。

【図4】図4は、本発明の実施の形態に係る圧力制御弁の道電時の状態を示した断面図である。

19 【図5】図5は、圧力制御弁に供給される制御信号例を示す図であり、図5(a)はデューティ比の大きい制御信号を示し、図5(b)はデューティ比の小さい制御信号を示す。

【図6】図6(a)は、図3の圧力制御弁の状態における開閉部近傍を示した拡大断面図であり、図6(b)は、図4の圧力制御弁の状態における開閉部近傍を示した拡大断面図である。

20 【図7】図7は、圧力制御弁に入力される制御信号（デューティ比）とクランク室圧との関係を示した特性線図である。

## 【符号の説明】

- 1 冷凍サイクル
- 2 圧力制御弁
- 3 圧縮機
- 4 散熱器
- 5 内部熱交換器
- 6 膨張装置
- 7 蒸発器
- 8 アキュムレータ
- 30 10 低圧ライン
- 12 圧力センサ
- 31 フロントブロック
- 32 中央ブロック
- 33 リアブロック
- 34 クランク室
- 35 シリンダ
- 36 吸入空間
- 37 吐出空間
- 40 斜板
- 40 41 ピストン
- 42 圧縮室
- 63 電磁コイル
- 64 プランジャー
- 72 低圧側追通孔
- 73 低圧室
- 83 高圧側追通孔
- 84 高圧室
- 85 クランク室連通孔
- 86 圧力調整室
- 50 90 弁体

(5)

15

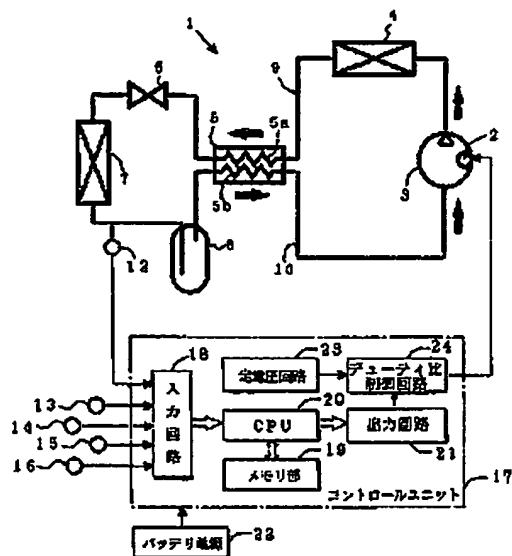
91 開閉部

特閱2002-70730

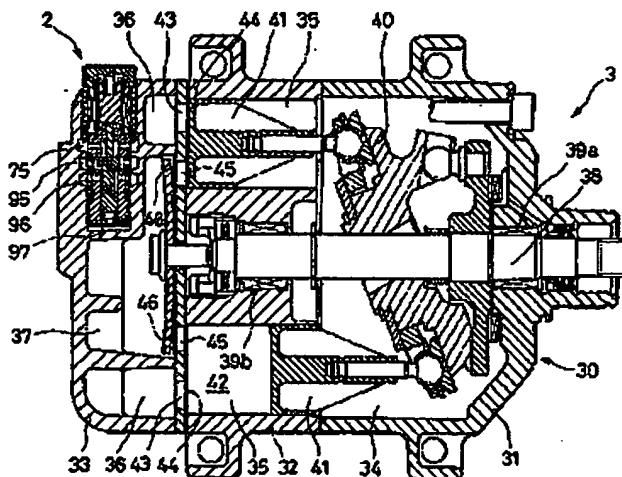
16

\* \* 94 スプリング

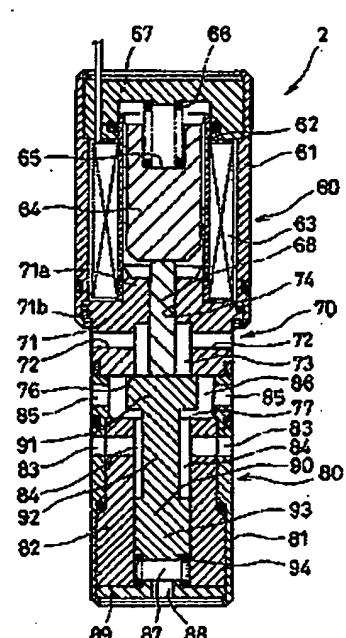
[图11]



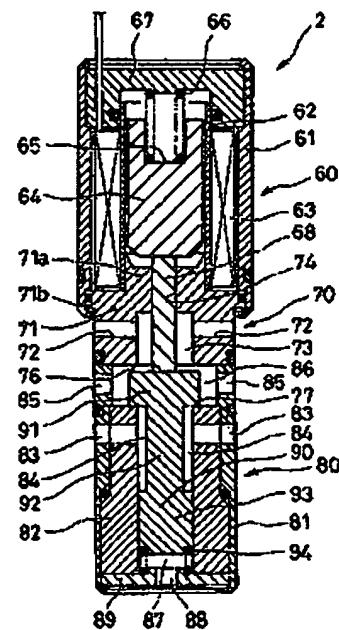
〔图2〕



[图31]



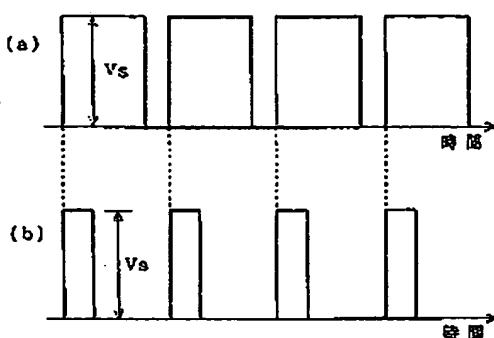
[图4]



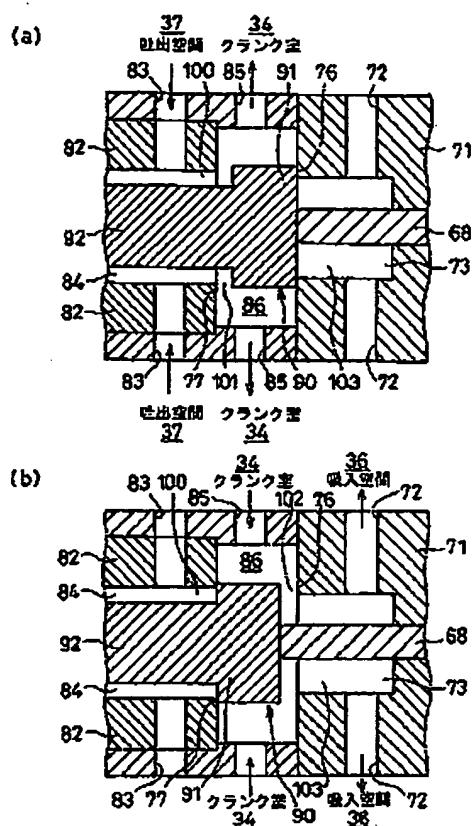
(10)

特開2002-70730

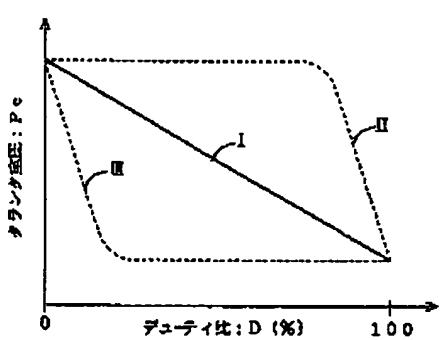
【図5】



【図6】



【図7】



フロントページの続き

(72)発明者 藤島 健次  
 埼玉県大里郡江南町大字千代字東原39番地  
 株式会社ゼクセルヴァレオクライメート  
 コントロール内内

F ターム(参考) 3H045 AA04 AA12 AA27 BA14 BA20  
 CA02 CA13 CA24 CA29 DA25  
 DA43 DA47 EA13 EA16 EA26  
 EA33 EA38 EA42  
 3H076 AA06 AA40 BB32 BB43 CC05  
 CC12 CC20 CC28 CC34 CC91